

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

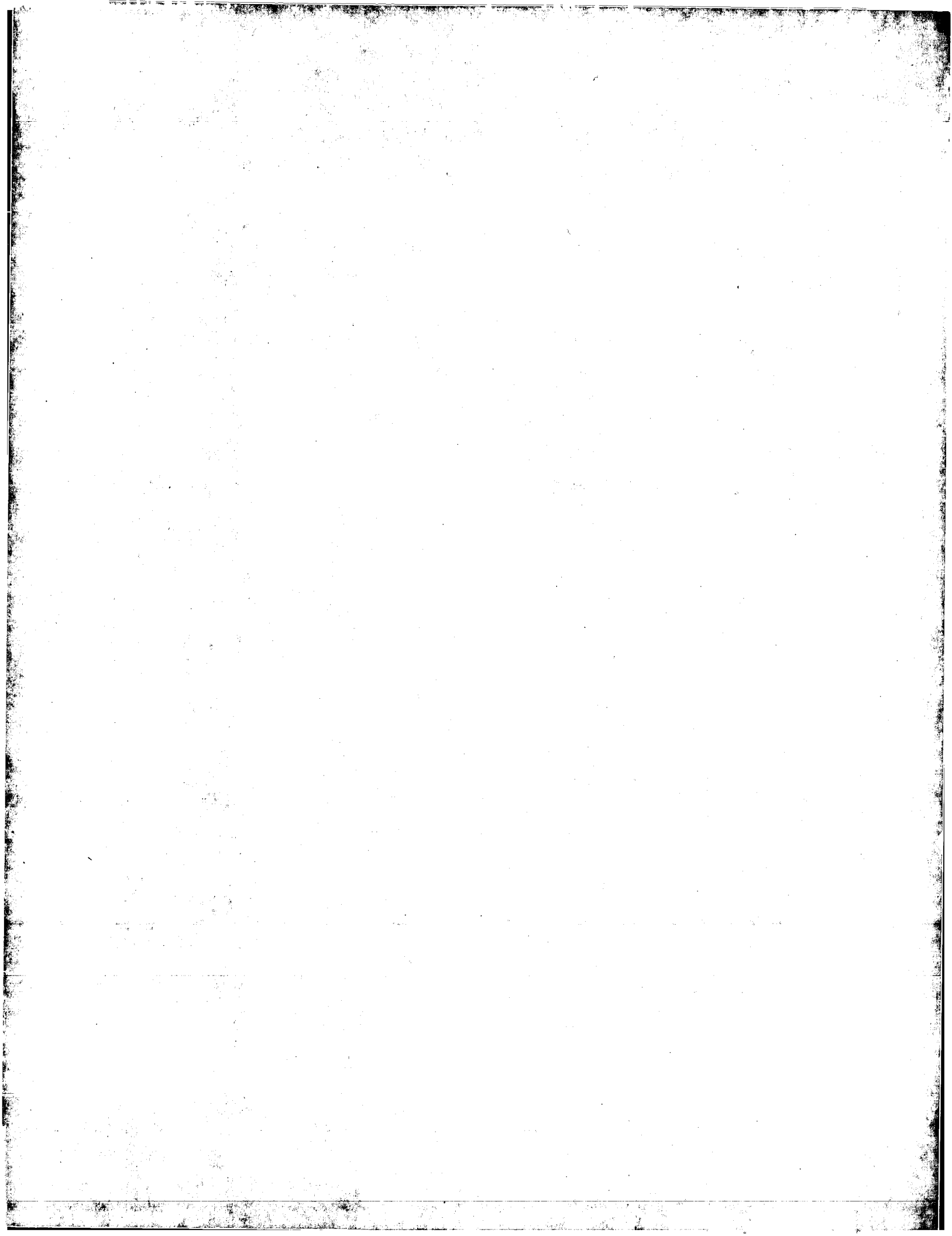
Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.**



51

Int. Cl. 3:

F 16 H 37/08

B 60 K 17/00

19 **BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND**



11

21

22

43

44

Auslegeschrift 27 08 524

Aktenzeichen: P 27 08 524.1-12

Anmeldetag: 26. 2. 77

Offenlegungstag: 31. 8. 78

Bekanntmachungstag: 29. 1. 81

31

Unionspriorität:

32 33 31

54

Bezeichnung: Schaltgetriebe für Personenkraftwagen und Nutzfahrzeuge

71

Anmelder: GETRAG Getriebe- und Zahnradfabrik GmbH, 7140 Ludwigsburg

72

Erfinder: Dröschel, Helmut, 7141 Beilstein

55

Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht gezogene Druckschriften:

DE-OS 24 06 095

DE-OS 21 28 172

US 39 06 817

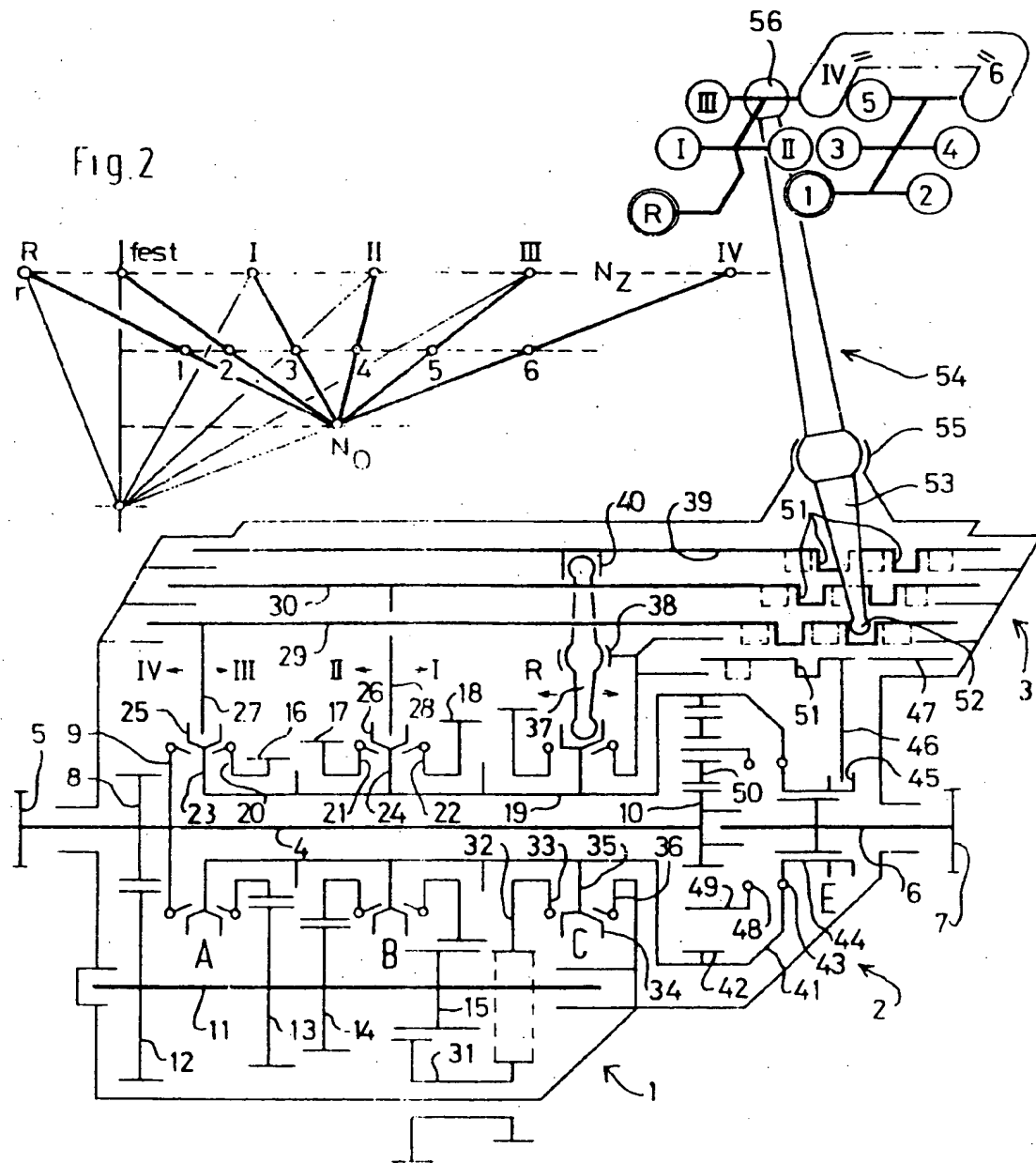
US 36 73 890

US 32 46 542

US 29 85 036

DE 27 08 524 B 2

Fig.1



Patentansprüche:

1. Schaltgetriebe für Personenkraftwagen, Sportwagen sowie leichte bis mittelschwere Nutzfahrzeuge, mit einem mehrgängigen Hauptschaltgetriebe in Vorgelegebauart und einem nachgeschalteten, mehrgängigen, umschaltbaren Umlaufrädergetriebe, das einerseits sich in Überbrückungsschaltung befindet, und das andererseits in summierender Leistungsverzweigung betrieben ist, dadurch gekennzeichnet, daß

- a) eine erste vollständige Ganggruppe allein durch Schalten des Hauptschaltgetriebes und Drehmomentübertragung von einer Hohl- bzw. Getriebewelle (19 bzw. 60) des Hauptschaltgetriebes über das als Glocke (41; 101) ausgebildete äußere Zentralrad (42 bzw. 102) des Umlaufrädergetriebes Überbrückungsschaltung) und eine Schiebemuffe (44; 111) zur Ausgangswelle (6; 66) gebildet wird;
- b) daß eine zweite vollständige Ganggruppe durch Leistungsverzweigung über das Hauptschaltgetriebe und das äußere Zentralrad einerseits sowie Glieder (Eingangswelle 4 bzw. Vorgelegewelle 71 und Hohlwelle 79 des Hauptschaltgetriebes und das innere Zentralrad (10 bzw. 70) andererseits mit Leistungssummierung im Umlaufräderträger (49; 106) des Umlaufrädergetriebes gebildet wird, wobei die Drehmomentübertragung vom Umlaufräderträger über die Schiebemuffe (44; 111) zur Ausgangswelle (6; 66) erfolgt.

2. Schaltgetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die erste Gruppe eine kleinere und die zweite Gruppe eine größere Gangzahl aufweist.

3. Schaltgetriebe nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Abtriebswelle (6 bzw. 66) an einer Welle des Hauptschaltgetriebes, der Eingangswelle (4) bzw. der Getriebewelle (60), gelagert ist.

4. Schaltgetriebe nach Anspruch 1 oder 2, bei dem die Eingangswelle des Hauptschaltgetriebes bis in

den Bereich des Umlaufrädergetriebes reicht, dadurch gekennzeichnet, daß das innere Zentralrad (10) fest mit der Eingangswelle (4) verbunden ist (Fig. 1).

5. Schaltgetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Verbindung der Abtriebswelle (6 bzw. 66) mit dem Umlaufräderträger (49 bzw. 106) bzw. dem äußeren Zentralrad (42 bzw. 102) alternativ herstellbar und in Art einer ggfls. synchronisierten Klauenkupplungsschaltung ausgeführt ist.

6. Schaltgetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß beim Betrieb in der zweiten Ganggruppe (mit der größeren Gangzahl) in einem der unteren Gänge das äußere Zentralrad (42 bzw. 102) feststellbar ist.

7. Schaltgetriebe nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß das äußere Zentralrad durch Arretieren der Hohlwelle (19) bzw. der Getriebewelle (60) mittels einer Klauenhaltung mit Schiebemuffe (34 bzw. 94) feststellbar ist.

8. Schaltgetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß beim Betrieb in der zweiten Ganggruppe (mit der größeren Gangzahl) in einem der unteren Gänge ein Teil des von der Eingangswelle (4) direkt bzw. dem Hauptschaltgetriebe (61) indirekt dem inneren Zentralrad (10 bzw. 70) zugeführten Kraftflusses über das äußere Zentralrad (42 bzw. 102) auf die Hohlwelle (19) bzw. die Getriebewelle (60) und von hier unter Zwischenschaltung eines Doppelzahnrades (31 bzw. 91) zum Erzielen einer Drehrichtungs- gleichheit zur Vorgelegewelle (11 bzw. 71) geführt ist, von wo er auf das innere Zentralrad zurückge- langt.

9. Schaltgetriebe nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß als Verbindung zwischen Hohlwelle (19) bzw. Getriebewelle (60) und Vorgelegewelle (11 bzw. 71) der Zahnradsatz (32, 31, 15 bzw. 92, 91, 75) für den Rückwärtsgang des Vorgelegegetriebes (1 bzw. 61) verwendet ist.

Die Erfindung betrifft ein Schaltgetriebe für Personenkraftwagen, Sportwagen sowie leichte bis mittelschwere Nutzfahrzeuge, mit einem mehrgängigen Hauptschaltgetriebe in Vorgelegebauart und einem nachgeschalteten, mehrgängigen, umschaltbaren Umlaufrädergetriebe, das einerseits sich in Überbrückungsschaltung befindet und das andererseits in summierender Leistungsverzweigung betrieben ist.

Bei einem bekannten derartigen Schaltgetriebe (US-PS 29 85 036) wird von einer Eingangswelle über eine Strömungskupplung bzw. eine der Strömungskupplung parallelliegenden Reibungskupplung ein Mehrgangvorschaltgetriebe angetrieben, dem ein Umlaufrädersatz nachgeschaltet ist. Im ersten Gang ist das

Umlaufrädergetriebe in summierender Leistungsverzweigung betrieben, wobei von dem Vorschaltgetriebe die Leistung teils auf das innere Zentralrad und mit einer anderen Übersetzung teils auf den Umlaufräderträger geführt wird. Der Abtrieb erfolgt nach Zusammenführung der Leistungswege im Umlaufrädergetriebe vom äußersten Zentralrad aus. Im zweiten und dritten Gang dagegen ist das Umlaufrädergetriebe blockiert und läuft als Ganzes um. Es fließt dadurch zwar die Leistung über das Umlaufrädergetriebe, doch erfolgt hier keine Drehzahl- bzw. Drehmomentwandlung. Die Übersetzung erfolgt allein durch die beiden Gangstufen des Mehrgangvorschaltgetriebes, das als Zweiganggetriebe ausgebildet ist. Im vierten Gang ist das Umlaufräderge-

triebe ebenfalls blockiert und es erfolgt die Übertragung unmittelbar ohne jede Übersetzung von der Eingangswelle zur Ausgangswelle. Der Leistungsfluß geht also in diesen direkten Gang am Vorschaltgetriebe vorbei. Der fünfte und der sechste Gang sind als Overdrive ausgebildet. Dabei erfolgt im fünften Gang eine summierende Leistungsverzweigung, wobei die Verzweigung im Bereich der Strömungskupplung bzw. der parallel liegenden Reibungskupplung erfolgt und die Leistungswege teils auf das äußere Zentralrad und teils über das Vorschaltgetriebe auf das innere Zentralrad geführt sind, worauf die beiden Leistungswege im Umlaufrädergetriebe zusammengeführt und vom äußeren Zentralrad die Leistung auf die Abtriebswelle übertragen wird. Im sechsten Gang wird die Leistung wie im direkten Gang dem Umlaufräderträger zugeführt, doch ist in diesem Gang nicht das Umlaufrädergetriebe blockiert, sondern es ist lediglich das innere Zentralrad durch eine Bremse festgelegt, wodurch das Umlaufrädergetriebe als Untersetzungsstufe wirkt. Es handelt sich also bei diesem bekannten Getriebe um ein Vierganggetriebe mit zwei zusätzlichen Schongängen (Overdrive). Diese Schongänge werden im allgemeinen nur im Autobahnfahrtrieb verwendet. Es weist daher dieses bekannte Getriebe keine zusätzlichen Untersetzungsstufen auf, durch die, beispielsweise im Fahrbetrieb mit Anhänger, den dann geänderten Lastverhältnissen durch engere Getriebe-
stufung Rechnung getragen werden könnte.

Personenkraftwagen sind im allgemeinen mit Vierganggetrieben ausgerüstet. Für sportlich ambitionierte Fahrer werden bei den meisten Modellen auch Fünfganggetriebe geliefert, deren Gänge eine engere Abstufung aufweisen. Auch bei Sportfahrzeugen werden häufig Getriebe mit größerer Gangzahl verwendet, um bei den dort verwendeten Motoren mit relativ stark gekrümmter Drehmomentkurve eine günstige Anpassung des erforderlichen Drehmoments an das vom Motor bereitgestellte Drehmoment zu erzielen. Bei leichten bis mittelschweren Nutzfahrzeugen werden ebenfalls Vier- bis Sechsganggetriebe eingesetzt. Bei schwereren Nutzfahrzeugen erhöht sich die Zahl der Gänge auf zwölf bis sechzehn, was durch Gruppengetriebe, also Vorschalt- und Nachschaltgetriebe, erreicht wird. Gruppengetriebe sind auch von Personenkraftwagen bekannt, die als geländegängige Fahrzeuge eingesetzt werden sollen.

Bei Gruppengetrieben handelt es sich im allgemeinen um ein Vier- oder Fünfgang-Vorgelegegetriebe und eine nachgeschaltete Stufe, durch deren wahlweises Zuschalten die Zahl der Gänge oder Schaltstufen verdoppelt wird. Das Nachschaltgetriebe ist bei bekannten Gruppengetrieben für schwere Nutzfahrzeuge als Umlaufrädergetriebe ausgebildet, um eine nicht zu große Getriebequerschnittsfläche bei vorgegebener Zahnradbeanspruchung zu erhalten. Es besteht jedoch auch die Möglichkeit, das Vorschaltgetriebe mit mehreren Umlaufrädergetriebestufen aufzubauen, um ein leichteres Schalten bzw. ein automatisches Schalten erzielen zu können.

Die Verwendung von Gruppengetrieben für übliche Personenkraftwagen wurde, von den erwähnten Sonderfällen abgesehen, bisher nie ernsthaft in Erwägung gezogen, weil das Schalten dieser Getriebe mit zwei verschiedenen Schaltmitteln für das Vorschaltgetriebe und das Nachschaltgetriebe Können und Aufmerksamkeit erfordert, die Benutzung eines Personenkraftwagens aber möglichst einfach und narrensicher sein soll.

Außerdem weisen Gruppengetriebe den Nachteil auf, daß die Größe der Schaltsprünge in der unteren Gruppe gleich ist wie in der oberen Gruppe; angestrebt wird jedoch, wie es auch übliche Fahrzeuggetriebe zeigen, eine größere Stufung der unteren und eine engere Stufung der oberen Gänge.

Auch bei Personenkraftwagen, Sportwagen und leichteren Nutzfahrzeugen besteht jedoch häufig das Bedürfnis nach stärker übersetzten Gängen und damit nach einer größeren Gangzahl, beispielsweise beim Anfahren mit Anhänger bei Personenkraftwagen bzw. bei Fahrten mit schwer beladenem Fahrzeug bei leichten bis mittelschweren Nutzfahrzeugen. Mit den üblichen viergängigen Getrieben lassen sich diese Ansprüche nur unzureichend befriedigen; eine höhere Zahl von Gängen ist aber, beispielsweise im Stadtverkehr oder bei leerem Fahrzeug, lästig und unnötig. Auch das bekannte Getriebe der eingangs genannten Art hilft hier nicht, weil die beiden zusätzlichen Gänge nur Schongänge sind, die oberhalb des direkten, vierten Ganges liegen.

Schließlich ist auch ein Getriebe für Traktoren bekannt (US-PS 36 73 890), das ein Vier-Gang-Vorgelege und eine vorgeschaltete Umlaufrädergetriebestufe umfaßt. Es handelt sich also hier praktisch um ein Gruppengetriebe, bei dem nicht eine Getriebebestufe nach- sondern vorgeschaltet ist, wobei diese vorgeschaltete Getriebebestufe im niederen Fahrgeschwindigkeitsbereich mit festgelegtem inneren Zentralrad benutzt wird, wobei der Kraftfluß über das äußere Zentralrad zugeführt und über den Umlaufräderträger dem Vorgelege übermittelt wird. Im hohen Fahrbereich ist die Umlaufrädergetriebebestufe blockiert, übersetzt also mit dem Faktor 1. Es ist jedoch noch eine weitere Betriebsmöglichkeit vorgesehen, bei der eine Leistungsverzweigung erfolgt. Zu diesem Zweck ist das innere Zentralrad der Umlaufrädergetriebebestufe mit einer Zwischenwelle verbindbar, die mit dem Abtrieb des Vorgelegegetriebes verbunden ist. Es erfolgt also der Kraftfluß von einer Eingangswelle über das äußere Zentralrad teils über den Umlaufräderträger zum Eingang des Vorgeleges und teils über das innere Zentralrad und die Zwischenwelle zum Ausgang des Vorgelegegetriebes. Dadurch erhält man im mittleren Gangbereich eine erhöhte Übersetzung ins Schnelle (Overdrive) und im vierten Gang des Vorgelegegetriebes wahlweise eine Übersetzung ins Schnelle (Overdrive), eine Übersetzung im direkten Gang und eine Übersetzung ins Langsame (Underdrive). Die Zahl der zur Verfügung stehenden Gänge einer Ganggruppe bleibt jedoch unverändert vier; lediglich das Übersetzungsverhältnis läßt sich durch die vorgeschaltete Stufe (für die einzelnen Gänge des Vorgeleges unterschiedlich) variieren.

Bei Kraftfahrzeugen besteht immer wieder das Bedürfnis, mit einer kleineren oder größeren Zahl von Gängen zu fahren, je nachdem ob »Schaltfaul« gefahren werden kann bei geringer Last und entsprechenden Verkehrsverhältnissen, oder ob bei hoher Belastung beispielsweise im Anhängerbetrieb oder mit schwerer Zuladung, mit mehr Gängen und dementsprechend engerer Stufung zwischen den Gängen gefahren werden soll. Die Aufgabe der vorliegenden Erfindung wird daher darin gesehen, ein Getriebe zu schaffen, das bei gegenüber Gruppengetrieben einfacherer Handhabung die Verwendung unterschiedlicher Gangzahlen mit unterschiedlichen Stufungen, nämlich weiter Stufung bei geringer Gangzahl und enger Stufung bei höherer

Gangzahl, ermöglicht.

Gelöst wird diese Aufgabe erfindungsgemäß bei einem Schaltgetriebe der eingangs genannten Art dadurch, daß eine erste vollständige Ganggruppe allein durch Schalten des Hauptschaltgetriebes und Drehmomentübertragung von einer Hohl- bzw. Getriebewelle des Hauptschaltgetriebes über das als Glocke ausgebildete äußere Zentralrad des Umlaufrädergetriebes und eine Schiebemuffe zur Ausgangswelle gebildet wird, und daß eine zweite vollständige Ganggruppe durch Leistungsverzweigung über das Hauptschaltgetriebe und das äußere Zentralrad einerseits sowie Glieder des Hauptschaltgetriebes und das innere Zentralrad andererseits mit Leistungssummierung im Umlaufrädert Träger des Umlaufrädergetriebes gebildet wird, wobei die Drehmomentübertragung vom Umlaufrädert Träger über die Schiebemuffe zur Ausgangswelle erfolgt.

Bei dem erfindungsgemäßen Getriebe werden durch die nachgeschaltete Getriebestufe nicht etwa eine einzige oder auch zwei weitere Schaltstufen erzielt, bei denen die Übersetzung zusätzlich vergrößert ist (Overdrive), und es wird auch nicht etwa eine Verdoppelung der Gänge des Vorschaltgetriebes wie bei bekannten Gruppengetrieben erzielt. Vielmehr läßt sich die Zahl der Gänge um beispielsweise zwei oder drei erhöhen, wobei im großen Gang das übliche Übersetzungsverhältnis von vorzugsweise eins in beiden Betriebsarten erhalten wird. Eine vollständige Ganggruppe umfaßt also eine Zahl von nacheinander schaltbaren Gängen, deren Übersetzung von einem großen Wert (Anfahrang) bis zu einem Schnellfahrang reicht, wobei das Übersetzungsverhältnis des Schnellfahrganges der beiden vollständigen Ganggruppen vorzugsweise gleich eins ist. Beispielsweise umfaßt die eine Ganggruppe vier Gänge und die andere Ganggruppe sechs Gänge oder es umfaßt die eine Ganggruppe fünf Gänge und die andere Ganggruppe acht Gänge, wobei in einem Fall die Gänge vier und sechs und im anderen Fall die Gänge fünf und acht die gleiche Übersetzung aufweisen. Dagegen ist die Übersetzung des jeweils ersten Ganges einer vollständigen Ganggruppe bei der größeren Gangzahl größer als bei der Ganggruppe mit der kleineren Gangzahl. Trotzdem ist die Stufung zwischen den Gängen der Ganggruppe mit der größeren Gangzahl enger als zwischen den Gängen der Ganggruppe mit der niedrigeren Gangzahl. Durch die wahlweise Verwendbarkeit der beiden verschiedenen Ganggruppen läßt sich ein optimales Fahrverhalten je nach den gegebenen Fahrbedingungen erreichen. Beispielsweise wird bei leerem Fahrzeug oder im Stadtverkehr die Betriebsart mit weniger Gängen benutzt. Andererseits kann bei Fahrten mit schwerbeladenem Fahrzeug, bei schwierigen Anfahrverhältnissen oder bei Fahrten im Gebirge oder auch bei Autobahnfahrt die Betriebsart mit der größeren Gangzahl verwendet werden, bei der eine engere Stufung der Gänge vorteilhaft ist. Bei Autobahnfahrt läßt sich durch die engere Stufung eine kraftstoffsparende Fahrweise erzielen, weil bei leichten Steigungen in einer engeren Stufe zurückgeschaltet werden kann als bei Getrieben mit weniger Gängen. Trotz der Steigerung der Gangzahl um zwei bis drei ist es möglich, mit einem einzigen Betätigungshebel als Schaltorgan alle Gänge in beiden Betriebsarten zu schalten und es ist der bauliche Gesamtaufwand praktisch nicht größer als der Aufwand für eine einzige Gangstufe eines Umlaufrädergetriebes. Ein weiterer Vorteil in der Betriebsart mit der größeren Gangzahl

liegt darin, daß aufgrund der summierenden Leistungsverzweigung der Kraftfluß über das Vorschaltgetriebe nur ein Teil des gesamten Kraftflusses vom Motor zu Antriebsachse ist. Dies bedeutet, daß gerade dann, wenn das Getriebe hoch belastet ist (Anfahren bei vollbeladenem Fahrzeug) das Vorschaltgetriebe nicht voll belastet ist. Das führt zu einer höheren Lebensdauer des Vorschaltgetriebes bzw. läßt eine leichtere Konstruktion für das Vorschaltgetriebe zu. Dies ist nicht nur wegen der Kosten bei Nutzfahrzeugen sondern auch wegen des Raumbedarfs bei Personenkraftwagen von Bedeutung.

Bevorzugt weist die erste Ganggruppe eine kleinere und die zweite Ganggruppe eine größere Gangzahl auf.

Bei bevorzugten Ausführungsformen der Erfindung ist die Abtriebswelle an einer Welle des Hauptschaltgetriebes, der Eingangswelle bzw. der Getriebewelle gelagert. Im ersteren Fall reicht die Eingangswelle bis in den Bereich des Umlaufrädergetriebes und es ist die Schalkupplungen und die Gegenräder zu den Rädern der Vorgelegewelle tragende Welle als die Eingangswelle umgebende Hohlwelle ausgebildet. Im letzteren Fall ist dagegen die Eingangswelle nicht bis zum Umlaufrädergetriebe geführt sondern es ist die Eingangswelle des Vorgelegegetriebes mit einer schaltbaren Klauenkupplung mit einer Getriebewelle verbunden, auf der Schiebemuffen drehstarr, aber axial verschiebbar gelagert sind, durch die auf der Getriebewelle drehbar gelagerte Zahnräder mit der Getriebewelle drehstarr verbindbar sind. Bei der Ausführungsform mit der bis in den Bereich des Umlaufrädergetriebes reichenden Eingangswelle des Hauptschaltgetriebes ist bevorzugt das innere Zentralrad fest mit der Eingangswelle verbunden.

Bei der bevorzugten Ausführungsform der Erfindung ist die Verbindung der Abtriebswelle mit dem Umlaufrädert Träger bzw. dem äußeren Zentralrad alternativ herstellbar und in Art einer ggfls. synchronisierten Klauenkupplungsschaltung ausgeführt.

Bei einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung ist das äußere Zentralrad durch Arretieren der Hohlwelle bzw. der Getriebewelle mittels einer Klauenschaltung mit Schiebemuffe feststellbar.

Bei einer weiteren bevorzugten Ausführungsform der Erfindung wird beim Betrieb in der zweiten Ganggruppe mit der größeren Gangzahl in einem der unteren Gänge ein Teil des von der Eingangswelle direkt bzw. dem Hauptschaltgetriebe indirekt dem inneren Zentralrad zugeführten Kraftflusses über das äußere Zentralrad auf die Hohlwelle bzw. die Getriebewelle und von hier unter Zwischenschaltung eines Doppelzahnrades zum Erzielen einer Drehrichtungsgleichheit zur Vorgelegewelle geführt, von wo er auf das innere Zentralrad zurückgelangt. Gemäß einer bevorzugten Ausführungsform als Verbindung zwischen Hohlwelle bzw. Getriebewelle und Vorgelegewelle kann hierfür der Zahnradsatz für den Rückwärtsgang des Vorgelegegetriebes verwendet werden.

Mit diesem geringen Mehraufwand ist es möglich, ein viergängiges Schaltgetriebe in ein erfindungsgemäßes Schaltgetriebe umzuwandeln, das wahlweise die erwähnten vier Gänge oder aber sechs Gänge aufweist. Ebenso ist es möglich, aus einem Fünfganggetriebe ein Achtganggetriebe zu erhalten, das sich beispielsweise für mittelschwere Nutzfahrzeuge und Omnibusse zweckmäßig eignet.

Ausführungsbeispiele der Erfindung sind in der vereinfachten und stark schematisierten Zeichnung

dargestellt und werden ausschließlich anschließend erläutert. Es zeigt

Fig. 1 eine Schemadarstellung eines Schaltgetriebes einschließlich Schaltbetätigung.

Fig. 2 ein Geschwindigkeitsdiagramm einer Getriebeausführung gemäß Fig. 1 mit vier Vorwärts- und einem Rückwärtsgang des Vorgelegegetriebes, und insgesamt sechs Vorwärtsgängen in einer zweiten Betriebsart (Umlaufrädergetriebe).

Fig. 3 die Kraftflußbilder eines Getriebes gemäß Fig. 1 in den insgesamt elf möglichen Schaltstellungen.

Fig. 4 die Schemadarstellung eines anderen Schaltgetriebes einschließlich Schaltbetätigung.

Fig. 5 das Geschwindigkeitsdiagramm eines Schaltgetriebes gemäß Fig. 4 mit fünf Vorwärtsgängen und einem Rückwärtsgang in der einen Betriebsart bzw. acht Vorwärtsgängen in der anderen Betriebsart.

Fig. 6 die Kraftflußbilder der Schemadarstellung gemäß Fig. 4 in jedem der insgesamt vierzehn Gänge.

Das in Fig. 1 schematisch dargestellte Getriebe umfaßt ein als Vorgelegegetriebe 1 ausgebildetes, vorgeschaltetes Getriebe und ein als Umlaufrädergetriebe 2 ausgebildetes Nachschaltgetriebe, sowie eine zugehörige Schaltbetätigung 3.

Eine Eingangswelle 4, die mittels eines an ihr angebrachten Flansches 5 mit einem nicht dargestellten Motor verbindbar ist, reicht bis in den Bereich des Umlaufrädergetriebes 2, wo an der Eingangswelle 4 eine Abtriebswelle 6 gelagert ist, die den Kraftfluß über einen an ihrem freien Ende angebrachten Flansch 7 zu einer nicht dargestellten Gelenkwelle weiterleitet. An der Eingangswelle 4 sind drehstarr ein Vorgelegezahnrad 8, ein Kupplungskörper 9 und ein inneres Zentralrad 10 des Umlaufrädergetriebes 2 befestigt. Das Vorgelegezahnrad 8 kämmt mit einem auf einer Vorgelegewelle 11 befestigten Vorgelegegrad 12. An der Vorgelegewelle 11 sind ferner Zahnräder 13, 14 und 15 starr befestigt, die jeweils mit Gegenrädern 16 bzw. 17 bzw. 18 kämmen, die auf einer die Eingangswelle 4 umgebenden Hohlwelle 19 drehbar gelagert sind. An jedem der Gegenräder 16 bis 18 ist jeweils ein Kupplungskörper 20 bzw. 21 bzw. 22 starr befestigt, wobei die Kupplungskörper 9 und 20 bzw. 21 und 22 einander gegenüberstehen. An der Hohlwelle 19 sind Muffenträger 23 und 24 befestigt, auf denen Schiebemuffen 25 bzw. 26 drehstarr aber axial verschiebbar angebracht sind, die durch axiales Verschieben wahlweise eine Verbindung zwischen dem Muffenträger 24 und dem Kupplungskörper 9 und Kupplungskörper 20 bzw. zwischen dem Muffenträger 24 und dem Kupplungskörper 21 oder 22 herstellen. Die Schiebemuffen 25 und 26 sind durch in sie eingreifende Schaltgabeln 27 bzw. 28 zum Schalten in bekannter Weise verschiebbar. Die Schaltgabeln 27 bzw. 28 sind ihrerseits an einer axial verschiebbaren Schaltstange 29 bzw. 30 befestigt.

In dem Vorgelegegetriebe ist ferner ein Doppelzahnrad 31 drehbar gelagert, das einerseits mit dem Zahnrad 15 und andererseits mit einem weiteren Gegenrad 32 kämmt, das um die Hohlwelle 19 drehbar gelagert ist. An dem Gegenrad 32 ist ein Kupplungskörper 33 angebracht, dem eine weitere Schiebemuffe 34 gegenübersteht, die axial verschiebbar an einem Muffenträger 35 angebracht ist, der seinerseits drehstarr an der Hohlwelle 19 angebracht ist. Die Schiebemuffe 34 ist einerseits in Eingriff mit dem Kupplungskörper 33 und andererseits mit einem Kupplungskörper 36 bringbar, der gehäusefest die Hohlwelle 19 umgebend vorgesehen ist. Zur Betätigung der Schiebemuffe 34 dient ein

Schaltknebel 37, der in einem getriebebefesten Lager 38 schwenkbar gelagert ist und dessen eines Ende in die Schiebemuffe 34 und dessen anderes Ende in eine Nut 40 einer Schaltstange 39 eingreift, die in dem Gehäuse axial verschiebbar gelagert ist.

An dem dem Umlaufrädergetriebe 2 benachbarten Ende der Hohlwelle 19 ist eine Glocke 41 befestigt, die das Umlaufrädergetriebe 2 umgibt und an deren Innenseite ein äußeres Zentralrad 42 des Umlaufrädergetriebes 2 befestigt ist. An dem freien Ende der Glocke 41 ist ein Klauenkranz 43 vorgesehen, mit dem eine Schiebemuffe 44 in Eingriff bringbar ist, die auf der Abtriebswelle 6 axial verschiebbar und drehstarr angebracht ist. Die Schiebemuffe 44 ist mit einer Ringnut 45 versehen, in die eine an einer Schaltstange 47 befestigte Schaltgabel 46 zur axialen Verschiebung eingreift. Die Schiebemuffe 44 ist außer, mit dem Klauenkranz 43 auch mit einem weiteren Klauenkranz 48 wahlweise in Eingriff bringbar, der an einem Umlaufräderträger 49 angebracht ist, an dem sowohl mit dem inneren Zentralrad 10 als auch mit dem äußeren Zentralrad 42 kämmende Umlaufräder 50 drehbar gelagert sind. Die Schaltstangen 29, 30 und 39 sind mit jeweils zwei Schaltnuten 51 versehen, wogegen in die Schaltstange 47 nur eine Schaltnut 51 eingearbeitet ist. In die verschiedenen Schaltnuten 51 ist wahlweise ein Kugelpf 52 einschiebbar, der am Ende eines Hebelarmes 53 eines als zweiarmliger Hebel ausgebildeten Schalthebels 54 eingreift, der in einer Kugelpfagerung 55 drehbar und schwenkbar gelagert ist und an dessen anderem Arm ein Schaltknopf 56 angebracht ist. Die im Bereich des Schaltknopfes 56 dargestellten Symbole zeigen die Position des Schaltknopfes 56 in den verschiedenen Gängen, wobei der Rückwärtsgang R und die Vorwärtsgänge I-IV in der in Fig. 1 dargestellten Schaltstellung der Schiebemuffe 44 erhalten werden, in der das Umlaufrädergetriebe 2 am Kraftfluß nicht beteiligt ist. Dagegen sind in dem Schaltstellungsschema die Gänge mit 1-6 bezeichnet, die der Stellung der Schiebemuffe 44 zugeordnet sind, in der diese mit dem Klauenkranz 48 des Umlaufräderträgers 49 in Eingriff steht, das Umlaufrädergetriebe 2 also in den Kraftfluß eingeschaltet ist.

Im Rückwärtsgang geht der Kraftfluß von der Eingangswelle 4 über das Vorgelegezahnrad 8 zum Vorgelegegrad 12, durch die Vorgelegewelle 11 und das Zahnrad 15 zum Doppelzahnrad 31, von hier zum Gegenrad 32 und über den Kupplungskörper 33, die Schiebemuffe 34 und den Muffenträger 35 zur Hohlwelle 19, von wo aus der Kraftfluß über die Glocke 41 und die Schiebemuffe 44 zur Abtriebswelle 6 gelangt. Das Übersetzungsverhältnis beträgt hierbei bei einem Ausführungsbeispiel 6,67.

In den Gängen I-III ist der Kraftfluß im wesentlichen unverändert mit der Ausnahme, daß im Gang I der Kraftfluß von der Vorgelegewelle 11 über das Gegenrad 18, im Gang II über das Gegenrad 17 und im Gang III über das Gegenrad 16 zur Hohlwelle 19 geführt wird. In einem Ausführungsbeispiel sind die Übersetzungsverhältnisse in den Gängen I bzw. II bzw. III 4,5 bzw. 2,4 bzw. 1,49.

In demselben Ausführungsbeispiel ist im Gang IV die Übersetzung 1, wobei der Kraftfluß von der Eingangswelle 4 über den Kupplungskörper 9, die Schiebemuffe 25 und den Muffenträger 24 auf die Hohlwelle 19 erfolgt.

Bei der Umschaltung auf die mit arabischen Ziffern bezeichneten Gänge 1-6 wird lediglich die Schiebemuffe 44 verschoben, bis sie mit den Klauenkranz 48 des

Umlaufräderträgers 49 in Eingriff steht. Im sechsten Gang ist die Übersetzung 1, ebenso wie im Gang IV. Ein Teil des Kraftflusses geht von der Eingangswelle 4 über das innere Zentralrad 10 und ein anderer Teil auf dem gleichen Weg wie im Gang IV zum äußeren Zentralrad und von hier zum Umlaufräderträger.

Da somit das innere Zentralrad 10 und das äußere Zentralrad 42 mit gleicher Drehzahl angetrieben sind, muß auch der Umlaufräderträger mit der gleichen Drehzahl laufen und es wird das Übersetzungsverhältnis 1 erreicht.

Im fünften Gang fließt ein Teil des Kraftflusses wie in Gang III zum äußeren Zentralrad; ein anderer Teil wird von der Eingangswelle 4 unmittelbar an das innere Zentralrad 10 geführt. Im Umlaufrädergetriebe werden die beiden Teilkraftflüsse vom inneren Zentralrad 10 und dem äußeren Zentralrad 42 im Umlaufräderträger 49 vereinigt, der sie der Abtriebswelle 6 zuführt, wobei dem angegebenen Ausführungsbeispiel ein Übersetzungsverhältnis 1,32 erreicht wird und der Kraftflußanteil durch das Vorgelegegetriebe 66% ist (im Rückwärtsgang und in den Gängen I—III ist der Kraftflußanteil durch das Vorgelegegetriebe 100%, in den Gängen IV und VI ist er 0%). Im vierten und dritten Gang gilt dasselbe wie im fünften Gang, nur daß der durch das Vorgelegegetriebe geleitete Teilfluß 54% bzw. 38% beträgt und über die Radteile 14, 17 bzw. 15, 18 auf die Hohlwelle 19 übertragen wird. Das Übersetzungsverhältnis ist 1,76 im vierten Gang und 2,36 im dritten Gang.

Der Kraftfluß im zweiten Gang unterscheidet sich dagegen grundsätzlich von den seither beschriebenen Kraftschlüssen.

Im zweiten Gang ist der gesamte Kraftfluß von der Eingangswelle 4 dem inneren Zentralrad 10 zugeführt, das ihn auf die Umlaufräder 50 überträgt, von wo er dem

Umlaufräderträger 49 zugeführt wird. Das äußere Zentralrad 42 ist jedoch fest, wodurch sich ein anderes Übersetzungsverhältnis mit 3,86 ergibt. Der Kraftfluß durch das Vorgelegegetriebe ist 0%, das äußere Zentralrad 42 ist durch Einkuppeln der Schiebemuffe 34 in den gehäusefesten Kupplungskörper 36 arretiert.

Im 1. Gang beträgt die Übersetzung 6,75, wobei über das Vorgelegegetriebe 84% des Kraftflusses geleitet sind. Der Kraftfluß geht von der Eingangswelle 4 über das innere Zentralrad 10 und weiter zum Umlaufräderträger 49. Ein Teil des Kraftflusses wird jedoch auch auf das äußere Zentralrad 42 übertragen, von wo er zur Hohlwelle 19 weitergeleitet wird. Die Schiebemuffe 34 ist, analog dem Rückwärtsgang in der mit römischen Ziffern bezeichneten Ganggruppe in Eingriff mit dem Kupplungskörper 33, wodurch der Kraftfluß von der Hohlwelle 19 zum Gegenstand 32 gelangt, das ihn über das Doppelzahnrad 31 zum Zahnrad 15 und damit zur Vorgelegewelle 11 leitet, von wo er über das Vorgelegerad 12 und das Vorgelegezahnrad 8 zur Eingangswelle 4 zurückgeführt wird.

Fig. 2 zeigt ein Geschwindigkeitsdiagramm des Getriebes nach Fig. 1, bei dem die Gänge R und I—IV sich als Schnittpunkt der Strahlen mit einer Geraden ergeben, wenn die Abtriebswelle 6 mit dem äußeren Zentralrad 42 gekoppelt ist. Dagegen ergeben sich die den Gängen 1 bis 6 zugeordneten Schnittpunkte als Schnitt mit einer zu der zuvor genannten Geraden parallelen Geraden, wenn die Abtriebswelle 6 mit dem Umlaufräderträger 49 verbunden ist.

In der nachfolgenden Tabelle sind für ein Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 1 ermittelte Zahlenwerte angegeben, die sich für leichte bis mittlere LKW oder Busse eignen:

Schaltmittel		C		B		A		E
Stellung		R	fest	I	II	III	IV	
IV + R-Gg.	Gang		/					re.
	i	- 6,67	/	4,50	2,40	1,45	1	
	Sprung φ		/	1,88	1,61	1,49		
6 Gänge	Gang	1	2	3	4	5	6	li.
	i	6,75	3,86	2,36	1,76	1,32	1	
	Sprung φ		1,75	1,64	1,34	1,33	1,32	
nicht synchr. —		synchronisiert						

In Fig. 4 ist ein anderes Ausführungsbeispiel schematisch dargestellt.

Die Anordnung umfaßt wieder ein Vorgelegegetriebe 61 mit einem nachgeschalteten Umlaufrädergetriebe 62 sowie einer gemeinsamen Schaltbetätigung 63. Der Kraftfluß wird von einem nicht dargestellten Motor über einen Flansch 65 einer im Getriebegehäuse gelagerten kurzen Eingangswelle 64 zugeführt; der Kraftfluß verläßt das Getriebe über einen Flansch 67 einer Abtriebswelle 66, die gleichachsig der Eingangswelle 64 gegenüberliegend angeordnet ist. Auf der Eingangswelle 64 ist ein Vorgelegezahnrad 68 drehstarr

befestigt, das mit einem Vorgelegerad 72 kämmt, das auf einer Vorgelegewelle 71 angebracht ist. An dem Vorgelegezahnrad 68 ist ein Kupplungskörper 69 befestigt. Auf einer im Übergangsbereich zwischen Vorgelegegetriebe 61 und Umlaufrädergetriebe 62 angeordneten Hohlwelle 79 ist ein inneres Zentralrad 70 des Umlaufrädergetriebes 62 befestigt.

Auf einer Getriebewelle 60 sind Muffenträger 100, 95, 84, 83 sowie eine Glocke 101. An der Glocke 101 ist das äußere Zentralrad 102 des Umlaufrädergetriebes 62 angebracht.

An der Vorgelegewelle 71 sind Zahnräder 59, 73 und

Das Umlaufrädergetriebe 62 umfaßt außer dem inneren Zentralrad 70 und dem äußeren Zentralrad 102 noch einen Umlaufräderträger 106, an dem Achsen angebracht sind, an denen Umlaufräder 107 drehbar gelagert sind, die mit dem inneren Zentralrad 70 und dem äußeren Zentralrad 102 kämmen. Der Umlaufräderträger 106 ist an einer Glocke 108 angebracht, die um das Umlaufrädergetriebe 62 herumgeführt ist und an ihrem dem Abtrieb zugewandten Ende einen Kupp-

In der nachfolgenden Tabelle sind die auch in Fig. 6 angegebenen Übersetzungsverhältnisse sowie weitere Kennwerte eines Getriebes gemäß Fig. 4 angegeben, das sich besonders für leichte und mittlere Nutzfahrzeuge sowie Omnibusse eignet:

Schaltmittel		B		C		D		A	/	F
Stellung		R	fest	I	II	III	IV	V	/	
V + R - Gg.	Gang		/						/	
	i	-6,87	/	6,52	3,36	2,07	1,04	1	/	re.
	Sprung	/			1,94	1,62	1,48	1,40	/	
8 Gänge	Gang	1	2	3	4	5	6	7	8	
	i	7,50	4,32	2,98	2,31	1,79	1,40	1,10	1	li.
	Sprung		1,74	1,45	1,29	1,29	1,28	1,27	1,10	
nicht synchron		synchronisiert (wahlweise)								

Die folgende Tabelle zeigt in Anlehnung an Fig. 1 ein Beispiel eines Schaltgetriebes, das durch Abändern allein des Umlaufrädergetriebes entweder für PKW oder für leichte LKW geeignet ist:

V+R		Gänge	Gang	R	I	II	III	IV	Plan-Getr.			
			i	-4,4	/	3,75	2,05	1,37	1	z	1/z	
			Sprung				1,83	1,50	1,37			
6 Gänge		PKW	Gang	1	2	3	4	5	6	93/19/54	1:0,581	
			i	4,49	2,73	1,87	1,48	1,21	1			
			Sprung		1,64	1,46	1,26	1,22	1,21			
			N _z %	-64	0	31	46	56	0			
		leichte LKW	Gang	1	2	3	4	5	6	93/022/48	1:0,516	
			i	5,25	2,94	1,94	1,51	1,22	1			
			Sprung		1,79	1,52	1,28	1,24	1,22			
			N _z %	-79	0	34	49	59	0			
		nicht synchron.		synchronisiert								

(wie Fig. 1)

Einheitliches Schaltgetriebe für:

Ausführung 2a:
bei PKW

Ausführung 2b:
für leichte LKW,
Kleinbusse
(nur anderes
Umlaufrädergetriebe)

(wie Fig. 1)

Einheitliches Schaltgetriebe für:

Ausführung 2a:
bei PKW

Ausführung 2b:
für leichte LKW,
Kleinbusse
(nur anderes
Umlaufrädergetriebe)

Hierzu 4 Blatt Zeichnungen

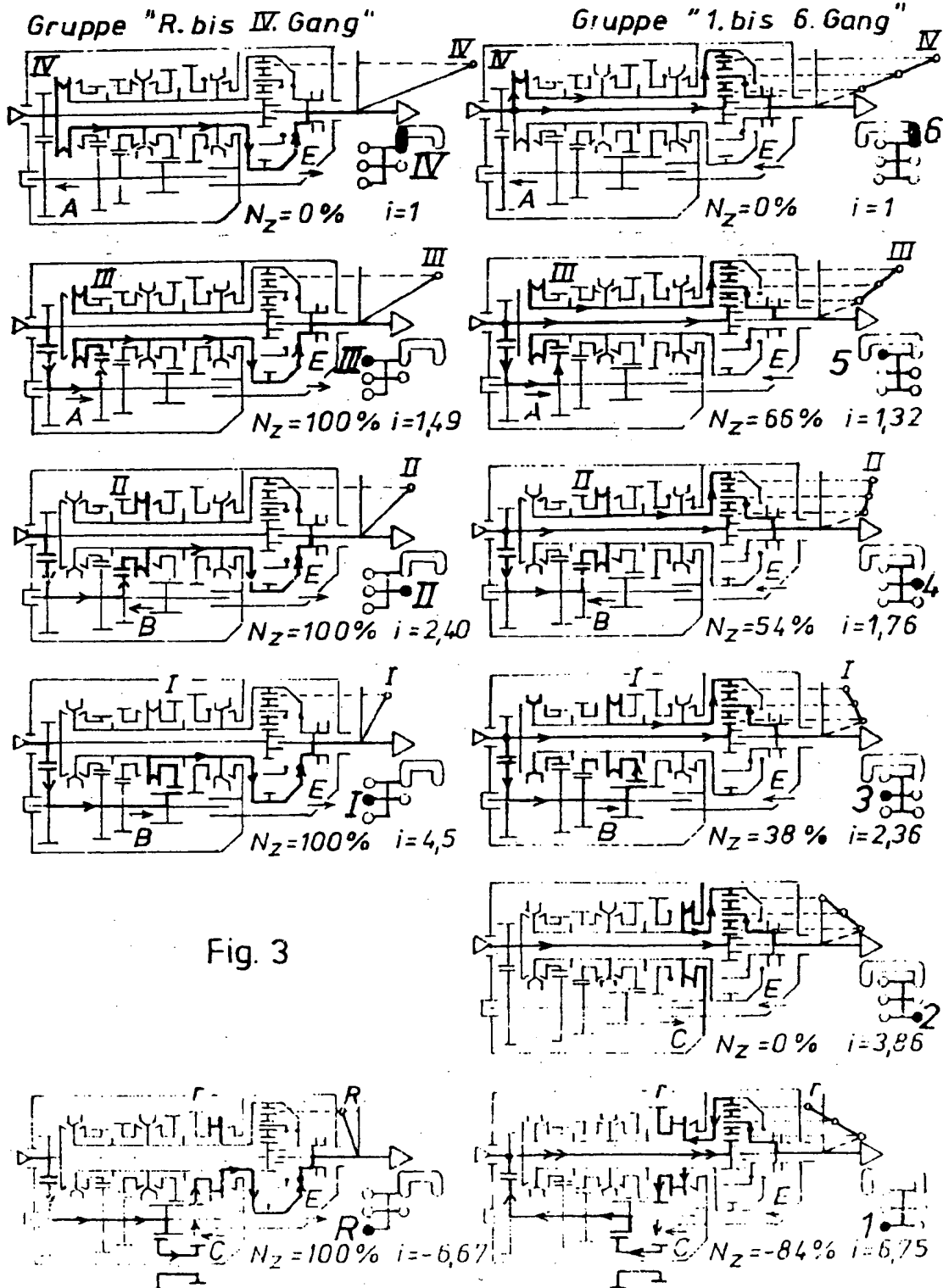
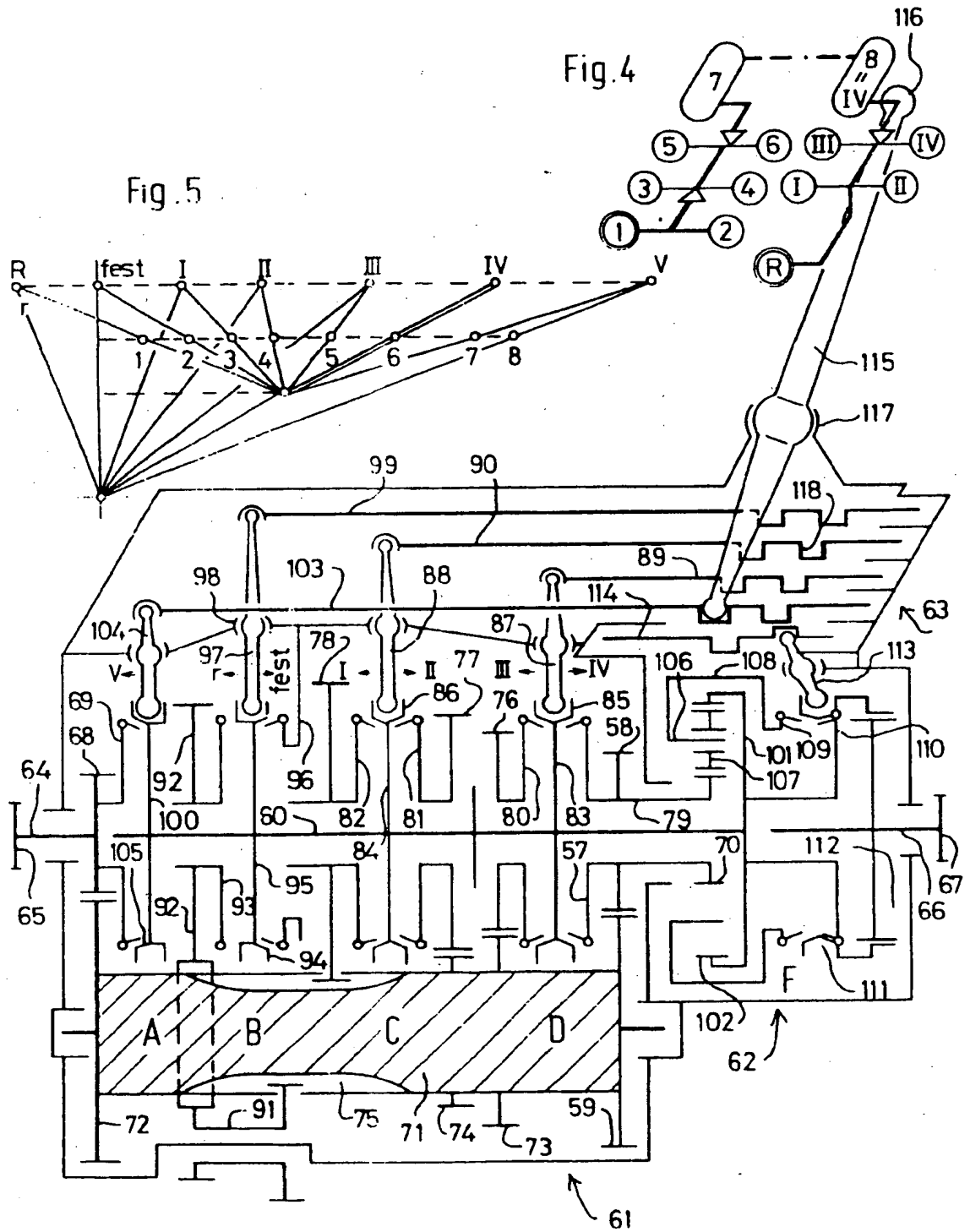


Fig. 3



Gruppe "R. bis V. Gang

Gruppe 1. bis 8. Gang

